

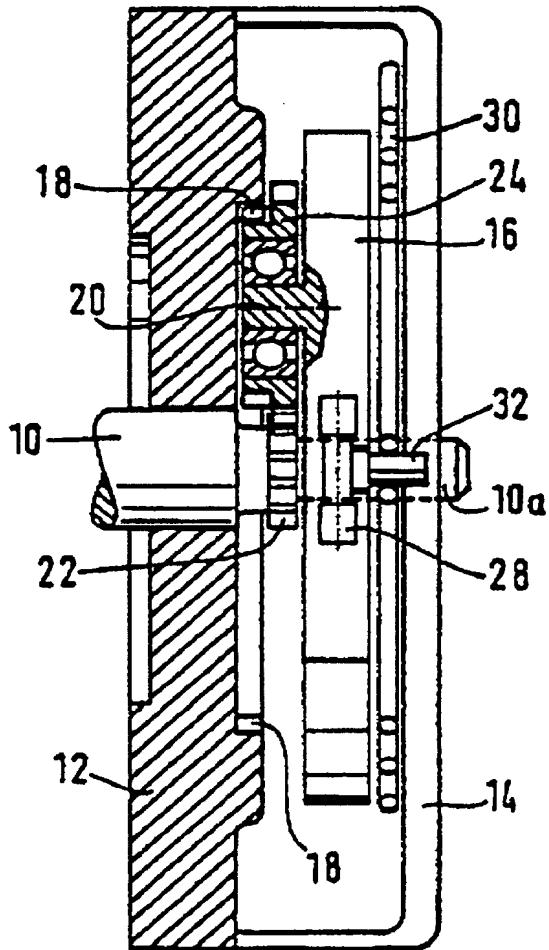
Spring drive for vehicle seat belt with housing-fixed spring end

Patent number: DE19501076
Publication date: 1996-07-18
Inventor: HIRZEL UWE (DE)
Applicant: TRW REPA GMBH (DE)
Classification:
- international: B60R22/44; B60R22/34; (IPC1-7): B60R22/34
- european: B60R22/44
Application number: DE19951001076 19950116
Priority number(s): DE19951001076 19950116

[Report a data error here](#)

Abstract of DE19501076

The seat belt spring drive (30) has one end of the spring fixed to the belt housing and the other fixed to the belt reel to wind up the belt. The drive spring engages a disc (16) that is connected via a gear drive (22) to the belt reel. The distance between the spring to disc connection point and the reel axis varies with disc rotation. The disc has a guide track (26) with a predominant radial component along which a sliding follower (28) holding the spring end moves.



(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

(12) Offenlegungsschrift
(10) DE 195 01 076 A1

(51) Int. Cl. 8:
B 60 R 22/34

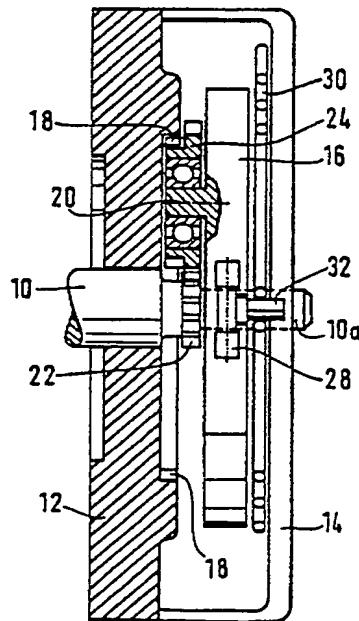
(71) Anmelder:
TRW Repa GmbH, 73553 Alfdorf, DE

(74) Vertreter:
Prinz und Kollegen, 81241 München

(72) Erfinder:
Hirzel, Uwe, 71549 Auenwald, DE

(54) Federtrieb an einem Gurtaufroller

(57) Zur Verwirklichung einer Komfort-Funktion an einem Gurtaufroller für Sicherheitsgurte greift eine Antriebsfeder (30) an einer drehbaren Scheibe (16) an, deren Drehung durch ein Übersetzungsgetriebe auf die Gurtwelle (10) übertragen wird. Der Angriffspunkt der Antriebsfeder (30) an der Scheibe (16) liegt in einem variablen Abstand von ihrer Drehachse. Der Wert dieses Abstandes wird durch die Drehung der Scheibe (16) zwangsverändert.



Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Federtrieb an einem Gurtaufroller für Sicherheitsgurte in Fahrzeugen, mit einer vorgespannten Antriebsfeder, die ein am Gehäuse des Gurtaufrollers festgelegtes Ende aufweist und auf die Gurtwelle in Aufrollrichtung einwirkt.

Bei herkömmlichen Gurtaufrollern ist eine spiralförmig gewundene Blattfeder als Aufrollfeder vorgesehen. Das äußere Ende der Blattfeder ist an einem seitlichen Gehäusedeckel festgelegt, und ihr inneres Ende greift unmittelbar an einem in den Gehäusedeckel hineinragenden Fortsatz der Gurtwelle an. Beim Anlegen des Sicherheitsgurtes wird Gurtband von der Gurtwelle abgerollt, wodurch die Aufrollfeder zunehmend gespannt wird. Die stärkere Federspannung hat eine höhere Rückzugskraft im Gurtband zur Folge, wodurch der Tragekomfort beeinträchtigt wird.

Um eine solche Beeinträchtigung des Tragekomforts zu vermeiden, wurde bereits vorgeschlagen, eine zweite, schwächer dimensionierte Aufrollfeder mit der Haupt-Aufrollfeder funktionell in Reihe zu schalten, wobei die beiden Federn durch eine drehbare, aber selektiv sperrbare Scheibe miteinander gekoppelt sind. Bei gesperrter Scheibe ist nur die schwächere Feder wirksam. Um bei der Umschaltung von der schwächeren auf die stärkere Feder Stöße zu vermeiden, müssen Dämpfungsmaßnahmen getroffen werden. Ein solcher, sogenannter Komfort-Aufroller ist sehr aufwendig.

Durch die Erfindung wird ein Federtrieb an einem Gurtaufroller für Sicherheitsgurte zur Verfügung gestellt, durch den die Gurtwelle über ihren gesamten Drehwinkelbereich mit dem optimalen Drehmoment beaufschlagt wird. Gemäß der Erfindung greift die Feder an einer drehbaren Scheibe an, deren Drehung durch ein Übersetzungsgetriebe auf die Gurtwelle übertragen wird; der Angriffspunkt der Feder an der Scheibe liegt in einem variablen Abstand von ihrer Achse, dessen Wert durch Drehung der Scheibe zwangsverändert wird. Durch den variablen Abstand des Angriffspunkts der Feder an der Scheibe von ihrer Drehachse wird der Hebelarm verändert, der in das auf die Gurtwelle übertragene Drehmoment eingeht. Wenn dieser variable Abstand so bestimmt wird, daß sein Produkt mit der jeweiligen Federkraft über den gesamten Drehwinkelbereich der Gurtwelle konstant bleibt, ist auch die Gurtzugkraft annähernd konstant. Unter Berücksichtigung aller Parameter kann über den variablen Abstand des Angriffspunkts der Feder an der Scheibe von ihrer Drehachse als Funktion des Drehwinkels der Gurtwelle jede gewünschte Kennlinie der Gurtzugkraft erreicht werden.

Durch das Übersetzungsgetriebe werden wenige, z.B. lediglich zwei, Umdrehungen der Scheibe in den gesamten Drehwinkelbereich der Gurtwelle umgesetzt. Die vorzugsweise spiralförmig gewundene Antriebsfeder benötigt daher nur wenige Windungen, die nicht aneinander anliegen, so daß Reibung in diesem Bereich vermieden wird.

Zur praktischen Realisierung des variablen Angriffspunkts der Antriebsfeder an der Scheibe ist diese mit einer zumindest annähernd radial verlaufenden Führungsbahn versehen, in der ein Gleiter geführt ist, an dem die Antriebsfeder angreift; der Gleiter weist seinerseits einen Kurvenfolger auf, der auf einer gehäusefesten, gewundenen Steuerkurve geführt ist. Durch das Zusammenwirken des Gleiters und des Kurvenfolgers gleichzeitig sowohl mit der Führungsbahn als auch mit

der Steuerkurve wird eine Zwangsverlagerung dieses Gleiters in der Führungsbahn in Abhängigkeit von der Drehwinkelstellung der Scheibe, und folglich der Gurtwelle, erreicht. Da die Antriebsfeder an dem Gleiter angreift, ändert sich durch die Position des Gleiters in der Führungsbahn zugleich die Größe des Hebels, welcher das in das Übersetzungsgetriebe eingeleitete Drehmoment bestimmt.

Weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der folgenden Beschreibung mehrerer Ausführungsformen und aus der Zeichnung, auf die Bezug genommen wird. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 eine schematische Schnittansicht einer Ausführungsform des Federtriebs;

Fig. 2 eine schematische Seitenansicht auf den Federtrieb nach Fig. 1;

Fig. 3 und 4 Ansichten des Federtriebs analog Fig. 2, jedoch für andere Drehstellungen;

Fig. 5 und 6 zwei Ausführungsformen einer Steuerkurve; und

Fig. 7 und 8 zwei Ausführungsformen einer Führungsbahn.

In Fig. 1 ist von der Gurtwelle 10 eines Gurtaufrollers für Sicherheitsgurte nur der eine Seitenplatte 12 des Aufrollergehäuses durchragende Teil gezeigt, welcher in den Innenraum eines seitlichen Gehäusedeckels 14 hineinragt. Der Federtrieb, welcher das zum Aufwickeln des Gurtbandes auf der Gurtwelle 10 erforderliche Drehmoment erzeugt, ist zwischen der Seitenplatte 12 und dem Gehäusedeckel 14 angeordnet.

Dieser Federtrieb umfaßt eine Scheibe 16, die auf einem fortsetzenden Lagerzapfen 10a frei drehbar gelagert und über ein Planetenradgetriebe an die Gurtwelle 10 angeschlossen ist. Dieses Planetenradgetriebe umfaßt ein mit einer Innenverzahnung 18 versehenes Hohlrad, das an die Seitenplatte 12 angeformt ist, einen an der Scheibe 16 befestigten Planetenradträger 20, ein fest mit der Gurtwelle 10 verbundenes Sonnenrad 22 sowie ein am Planetenradträger 20 drehbar gelagertes Planetenrad 24, welches gleichzeitig mit dem Hohlrad 18 und mit dem Sonnenrad 22 in Kämmeingriff steht. Das Planetenradgetriebe ist ein Übersetzungsgetriebe, welches die Drehung der Scheibe 16 in eine schnellere Drehung der Gurtwelle 10 übersetzt, und umgekehrt.

Die Scheibe 16 ist, wie aus Fig. 2 ersichtlich, mit einer Führungsbahn 26 versehen, die aus Fertigungsgründen diametral über die gesamte Fläche der Scheibe 16 verläuft, von der jedoch nur eine Hälfte genutzt wird. In dieser Führungsbahn 26 ist ein Gleiter 28 in Radialrichtung der Scheibe 16 verschiebbar geführt. An diesem Gleiter 28 greift das innere Ende einer spiralförmigen Antriebsfeder 30 an, deren äußeres Ende am Gehäusedeckel 14 festgelegt ist. Diese Antriebsfeder 30 besitzt in dem in Fig. 2 gezeigten Zustand, der dem vollständig aufgewickelten Gurtband entspricht, nur etwa zwei Windungen und steht in einem definierten Spannungszustand. Die Windungen der Antriebsfeder 30 liegen im radialen Abstand voneinander.

Der Gleiter 28 weist einen zapfenförmigen Kurvenfolger 32 auf, der axial zum Gehäusedeckel 14 hin absteht und in eine gewundene Steuerkurve 34 eingreift, die an der Innenseite des Gehäusedeckels 14 durch eine Nut gebildet ist. Die Steuerkurve 34 ist allgemein spiralförmig mit etwa zwei Windungen.

Der Gleiter 28 bildet den Angriffspunkt der Antriebsfeder 30 an der Scheibe 16. Dieser Angriffspunkt wird durch Verschiebung des Gleiters 28 in der Führungsbahn 26 variiert, was eine Änderung des variablen Abstands zwischen Scheibe 16 und Gurtwelle 10 bewirkt.

bahn 26 verlagert, wodurch der Hebelarm verändert wird, mit dem die Antriebsfeder 30 an der Scheibe 16 angreift. Die Verlagerung des Gleiters 28 in der Führungsbahn 26 wird durch die Steuerkurve 34 erzwungen, auf welcher der mit dem Gleiter 28 verbundene Kurvenfolger 32 geführt ist.

Beim Abwickeln des Gurtbandes von der Gurtwelle 10 wird die Scheibe 16 über das Planetenradgetriebe im Uhrzeigersinn gedreht. Nach einer vollständigen Umdrehung ist der in Fig. 3 gezeigte Zustand erreicht. Der Hebelarm, mit welchem die Antriebsfeder 30 an der Scheibe 16 angreift, hat sich nun von einem anfänglichen Wert a auf einen kleineren Wert b verändert. Nach einer weiteren vollständigen Umdrehung (Fig. 4) hat der Hebelarm nur noch die Größe c. In diesem Zustand ist das Gurtband nahezu vollständig von der Gurtwelle 10 abgewickelt. Obwohl in diesem Zustand die Antriebsfeder 30 stärker gespannt ist als im Ausgangszustand (Fig. 2), bleibt die resultierende Gurtzugkraft im Gurtband annähernd konstant, weil durch die radiale Verlagerung des Gleiters 28 in Richtung der Drehachse der Scheibe 16 der wirksame Hebelarm verkleinert wird. Durch die Steigung der Steuerkurve 34 wird die Kennlinie der resultierenden Gurtzugkraft als Funktion des Drehwinkels der Gurtwelle 10 bestimmt. Angestrebgt wird ein flacher Verlauf dieser Kennlinie. Durch eine variable Steigung der Steuerkurve kann auf die verschiedenen Abschnitte der Kennlinie Einfluß genommen werden.

Fig. 5 zeigt eine Ausführung der Steuerkurve 34, bei welcher die Steigung zwischen den äußeren Windungen kleiner ist als zwischen den inneren Windungen. Durch diese Ausführung bleibt eine hohe Rückzugkraft erhalten, solange nur wenig Gurtband abgewickelt ist. Bei weitgehend abgewickeltem Gurtband, im sogenannten Tragebereich, ist hingegen die Gurtzugkraft stark reduziert; die entsprechende Kennlinie ist degressiv.

Bei der in Fig. 6 gezeigten Ausführung der Steuerkurve 34 nimmt hingegen die Gurtzugkraft bereits im Anfangsbereich der Gurtbandabwicklung schnell ab, da die Steigung zwischen den äußeren Windungen groß und zwischen den inneren Windungen kleiner ist.

Eine weitere Beeinflussungsmöglichkeit für die Kennlinie, welche die Gurtzugkraft über den Drehwinkel der Gurtwelle darstellt, ergibt sich aus der Gestaltung der Führungsbahn 26. Diese muß nicht, wie in Fig. 2 gezeigt, geradlinig sein; sie muß jedoch eine überwiegend radiale Komponente aufweisen. Zwei Ausführungsformen der Führungsbahn 26 sind in den Fig. 7 und 8 gezeigt. Bei der in Fig. 7 gezeigten Ausführung ist die Führungsbahn 26 vom Außenumfang der Scheibe 16 zu ihrer Drehachse hin gebogen. Durch diesen Krümmungssinn in der Führungsbahn 26 wird der Gleiter 28 schneller in Richtung der Drehachse der Scheibe 16 bewegt, der wirksame Hebel, mit dem die Antriebsfeder 30 an der Scheibe 16 angreift, also schneller verkürzt. Dies entspricht einer größeren Steigung der Steuerkurve 34. Bei der in Fig. 8 gezeigten Ausführung ist die Führungsbahn 26 im entgegengesetzten Sinne gekrümmt, so daß der wirksame Hebelarm weniger schnell verkürzt wird. Dies entspricht in der Wirkung einer kleineren Steigung der Steuerkurve 34.

Um Reibungsverluste zu minimieren, kann die Leichtgängigkeit des Gleiters 28 in der Führungsbahn 26 bzw. des Kurvenfolgers 32 in der Steuerkurve 34 durch eine Gleitbeschichtung oder auch durch Verwendung von Wälzkörpern verbessert werden.

Patentansprüche

1. Federtrieb an einem Gurtaufroller für Sicherheitsgurte in Fahrzeugen, mit einer vorgespannten Antriebsfeder (30), die ein am Gehäuse des Gurtaufrollers festgelegtes Ende aufweist und auf die Gurtwelle (10) in Aufrollrichtung einwirkt, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsfeder (30) an einer drehbaren Scheibe (16) angreift, deren Drehung durch ein Übersetzungsgetriebe (18, 22, 24) auf die Gurtwelle (10) übertragen wird, und daß der Angriffspunkt der Antriebsfeder (30) an der Scheibe (16) in einem variablen Abstand von ihrer Achse liegt, dessen Größe durch Drehung der Scheibe (16) zwangsverändert wird.

2. Federtrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Scheibe (16) eine Führungsbahn (26) mit einer überwiegend radialen Komponente aufweist, in der ein Gleiter (28) geführt ist, an dem die Antriebsfeder (30) angreift, und daß der Gleiter (28) einen Kurvenfolger (32) aufweist, der auf einer am Gehäuse gebildeten, gewundenen Steuerkurve (34) geführt ist.

3. Federtrieb nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerkurve (34) bei Drehung der Gurtwelle (10) in Abwickelrichtung den Angriffspunkt der Antriebsfeder (30) an der Scheibe (16) radial einwärts verlagert.

4. Federtrieb nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerkurve (34) annähernd spiralförmig ist.

5. Federtrieb nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerkurve (34) eine variable Steigung aufweist.

6. Federtrieb nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerkurve (34) etwa zwei Windungen aufweist.

7. Federtrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Übersetzungsgetriebe als Planetenradgetriebe ausgebildet ist.

8. Federtrieb nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Planetenradgetriebe ein an der Scheibe (16) gelagertes Planetenrad (24), ein an der Gurtwelle (10) befestigtes Sonnenrad (22) und ein am Gehäuse befestigtes Hohlrad (18) aufweist.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

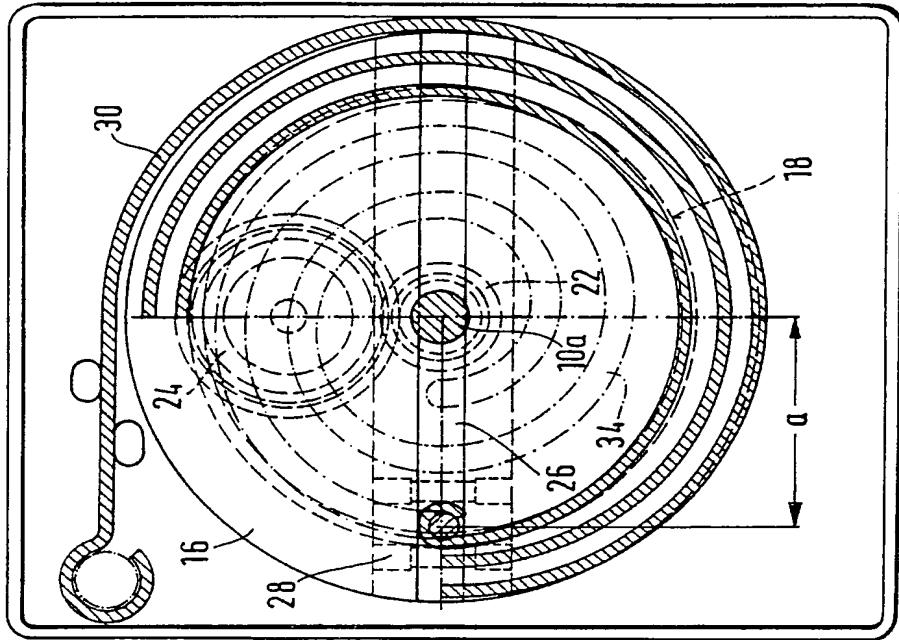
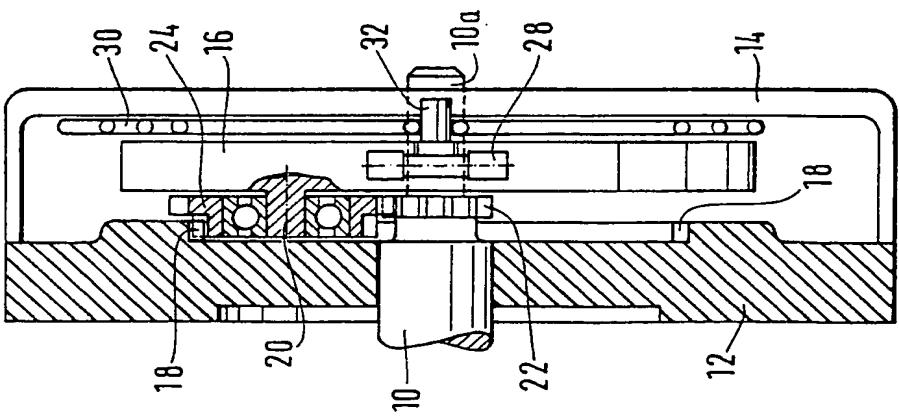
Fig. 2**Fig. 1**

Fig. 4.

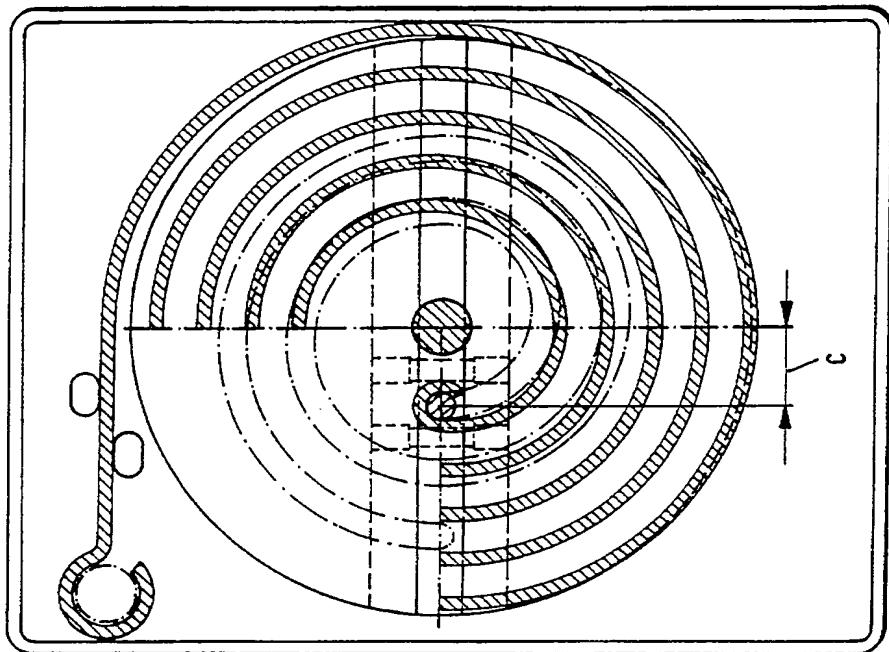


Fig. 3.

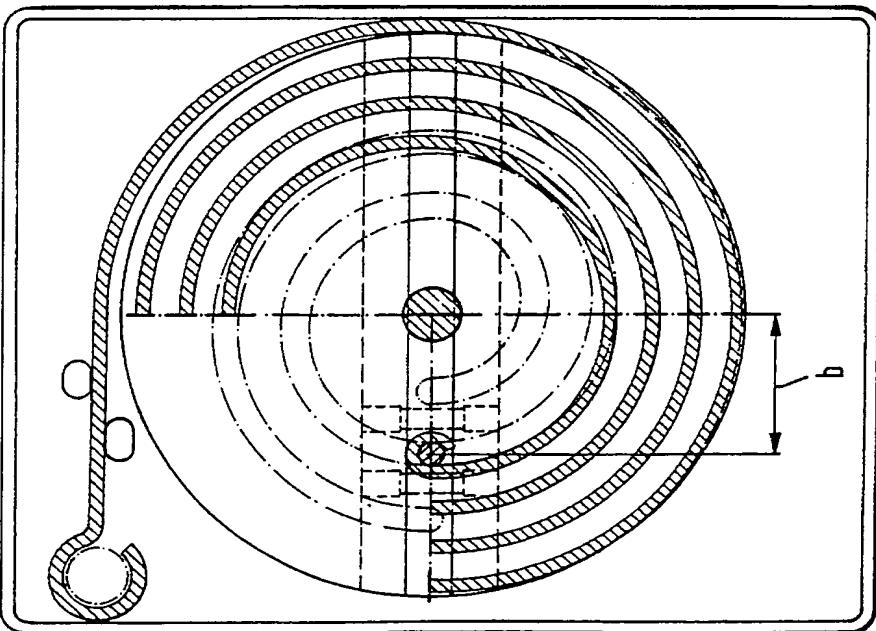


Fig. 6

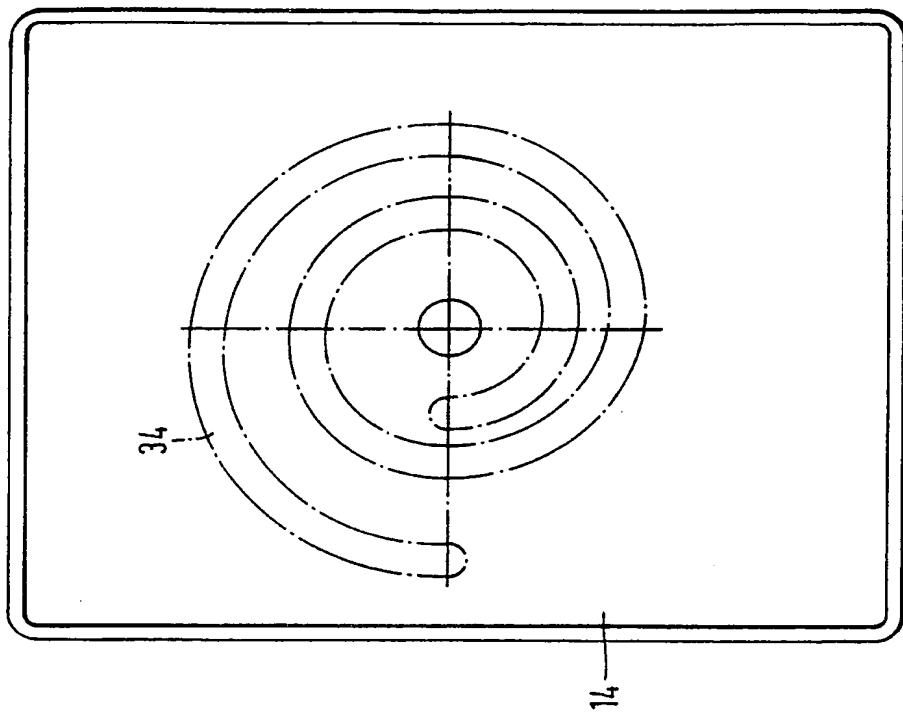


Fig. 5

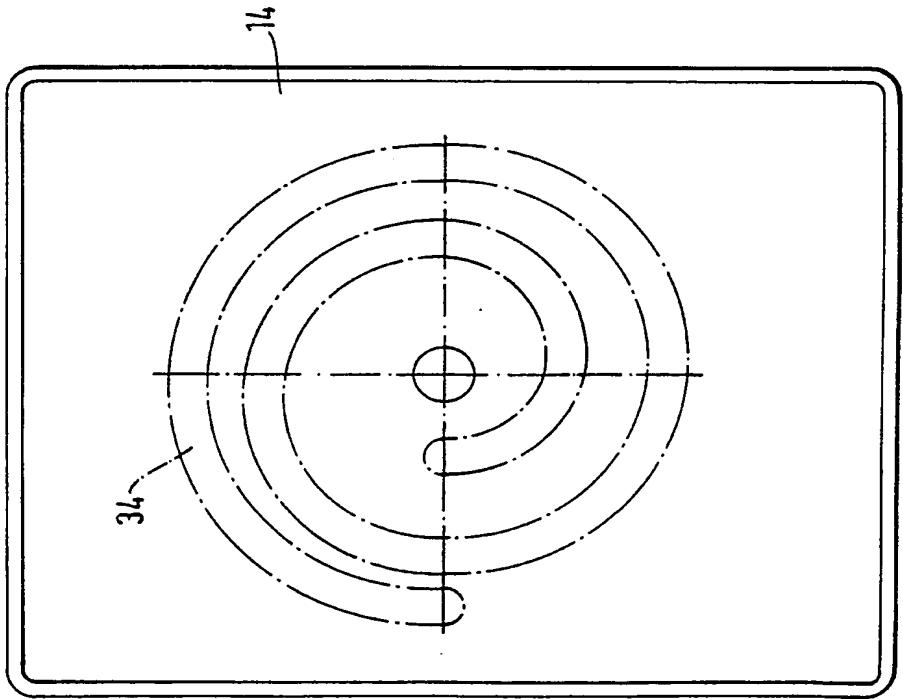


Fig. 6

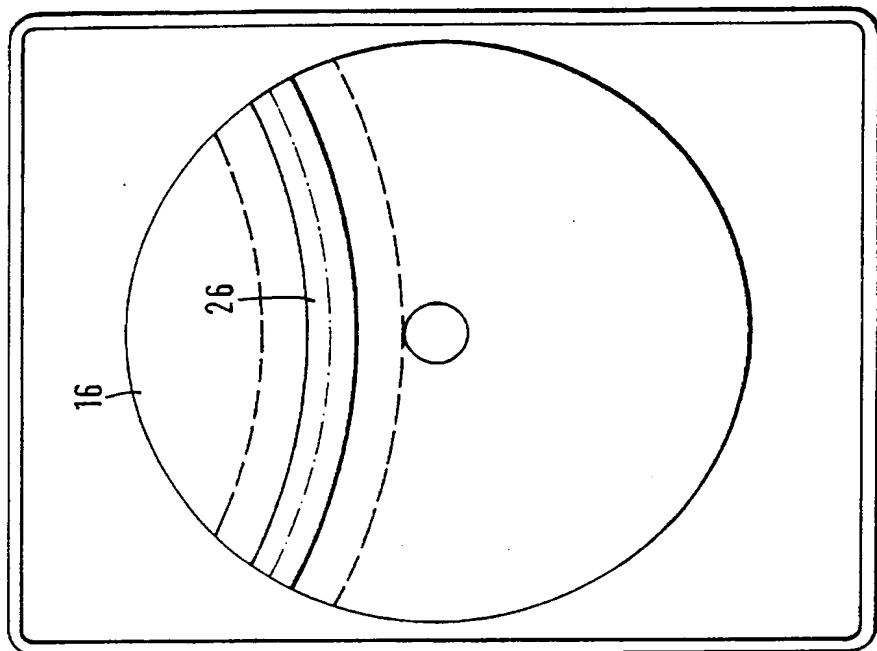


Fig. 7

